

VASA YRKESHÖGSKOLA

Erik Joel Vienonen

**PLANERING AV HYDRAULIKSYSTEM TILL
KOMPAKTLASTARE**

Teknik och kommunikation
2010

INNEHÅLL

FÖRORD.....	2
ABSTRAKT.....	3
ABSTRACT.....	4
1 ARBETETS UTGÅNGSPUNKTER.....	5
1.1 Inledning.....	5
1.2 Kompaktlastarens funktioner.....	5
2 PRELIMINÄR PLANERING AV HYDRAULIKEN.....	7
2.1 Funktionernas tekniska krav.....	7
2.2 Pumpalternativ.....	7
2.2.1 LS- eller CP-system.....	8
2.3 Motoralternativ.....	9
2.3.1 Öppet eller slutet system.....	10
2.3.2 Parallell eller seriekoppling.....	11
2.4 Styrning.....	12
2.5 Trycknivå.....	12
3 VAL AV KOMPONENTER.....	14
3.1 Val av pump.....	14
3.2 Dimensionering av hydraulcylindrar.....	15
3.2.1 Dimensionering av lyftcylinder.....	16
3.2.2 Dimensionering av brytcylinder.....	20
3.2.3 Dimensionering av utskjutcylinder.....	23
3.2.4 Dimensionering av styrcylindrar.....	24
3.3 Dimensionering av oljetank.....	27
4 FILTRERING.....	28
5 SAMMANFATTNING.....	29
KÄLLFÖRTECKNING.....	30
FÖRTECKNING ÖVER BILAGOR.....	31

FÖRORD

Detta lärdomsprov gjordes i Vasa yrkeshögskola 2009-2010 för företaget Hydrolink. Handledare på Vasa yrkeshögskola var Mika Billing och handledare på Hydrolink var Benny Rönnqvist.

Vasa 25.03.2010

Joel Vienonen

VASA YRKESHÖGSKOLA

Konetekniikan koulutusohjelma

ABSTRAKT

Författare	Joel Vienonen
Ämne	Planering av hydrauliksystem till kompaktlastare
År	2010
Språk	svenska
Sidantal	42 + 2 bilagor
Handledare	Mika Billing

Detta slutarbete gick ut på att planera ett hydrauliksystem till en kompaktlastare. Tyngdpunkten låg på att utreda om ett LS- eller CP-system skulle passa lastaren bättre. Vissa komponenter fanns redan utvalda så systemets andra komponenter dimensionerades efter dem. Till slutarbetet hörde också statikuträkningar på kompaktlastarens lyftbom, för att kunna dimensionera hydrauliska cylindrar.

Resultatet är ett planerat hydrauliksystem med alla komponenter utvalda och ett hydraulschema.

VAASA POLYTECHNIC

Konetekniikan koulutusohjelma

ABSTRACT

Author	Joel Vienonen
Title	Designing a Hydraulic System for a Miniloader
Year	2010
Language	Swedish
Pages	42 + 2 attachments
Name of supervisor	Mika Billing

This thesis was about the designing of a hydraulic system for a miniloader. The thesis was part of a bigger project aiming to develop a competitive miniloader.

The emphasis was put on whether a load sensing or a constant pressure type system would fit the loader better. Some components had already been chosen so the the new components were dimensioned to suit them. The thesis included statics calculations to help dimension the hydraulic cylinders.

The result is a fully planned hydraulic system with all the components chosen, complete with a hydraulic scheme.

Keywords	Hydraulics
----------	------------

1 ARBETETS UTGÅNGSPUNKTER

1.1 Inledning

Målet med detta lärdomsprov är att planera och dimensionera hydrauliksystemet till en kompaktlastare. Till arbetet hör också alla statikuträkningar som behövs för att dimensionera cylindrarna.

Lärdomsprovet är en del av ett större projekt, vars mål är att bygga en konkurrenskraftig kompaktlastare. Det som gör den här kompaktlastaren unik är lyftbommens tvådelade konstruktion, som kan ses på bild 1. Konstruktionen möjliggör bl.a. användandet av den som en grävmaskin med endast en skopa som extra redskap. Konkurrerande maskiner har vanligtvis bara ett led i lyftbommen.

Kompaktlastarens mekanik har planerats och en prototyp har börjat byggas under år 2009. För att kunna hålla lagervärdet nere ska så många likadana delar som i företagets andra maskiner som möjligt användas. Bland annat drivmotorerna och orbitrolen från fodertruckarna ska användas, om det är möjligt. Eftersom företaget sedan tidigare har goda erfarenheter av Sauer-Danfoss' produkter kommer i huvudsak deras produkter att användas även i denna maskin.

Eftersom denna kompaktlastarens hydrauliksystem kommer att bli unikt för maskiner i denna storleksklass vill inte Hydrolink att några detaljer om hydrauliksystemet avslöjas innan maskinen finns på marknaden. Därför kommer inte alla detaljer att avslöjas i detta lärdomsprov.

1.2 Kompaktlastarens funktioner

Kompaktlastaren ska vara fyrhjulsdreven och midjestyrd. Alla funktioner ska skötas hydrauliskt. Maskinen har en tvådelad lyftbom med teleskoputskjut. Längst ut på lyftbommen finns ett snabbfäste för diverse redskap. Snabbfästet går att rotera ca 110° med hjälp av en cylinder. För att kunna använda redskap med egna hydrauliska komponenter behövs också hydraulslangar med snabbkopplingar ute vid snabbfästet. Maskinens kraftkälla blir samma som i företagets andra maskiner,

en trecylindrig dieselmotor från Lombardini. Maskinens drivning ska styras med en pedal och styrcylindrarna med en ratt. Bommens funktioner ska styras med en joystick.

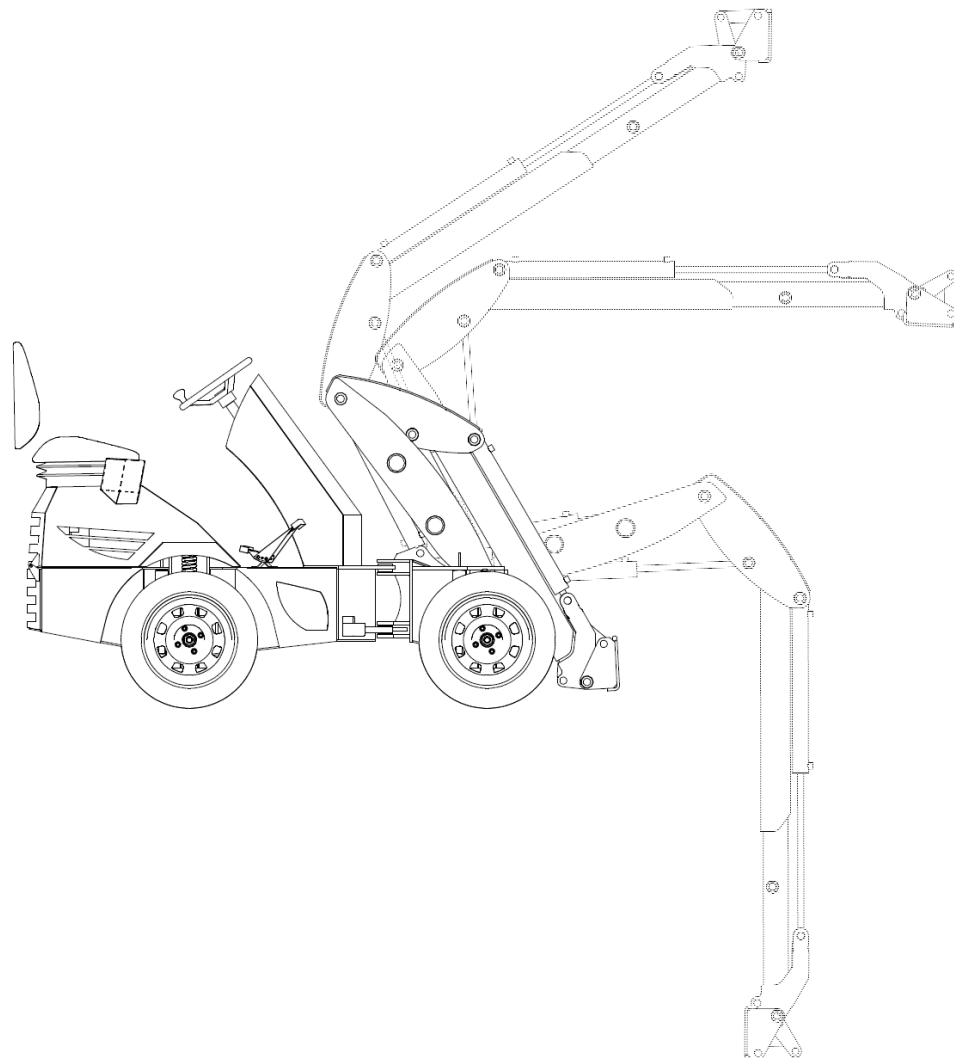


Bild 1. Bild på lastaren och bommens räckvidd.

2 PRELIMINÄR PLANERING AV HYDRAULIKEN

2.1 Funktionernas tekniska krav

Genom att studera konkurrerande maskiner på marknaden har man kommit fram till följande tekniska krav:

- lyftkraft vid snabbfästets axel 10 kN
- lyftkraft vid brytcylinder 10 kN
- dragkraft 800 kg
- toppfart 10-15 km/h.

2.2 Pumpalternativ

Det finns i huvudsak 4 olika pumpkonstruktioner att välja mellan, kugghjuls-pumpar, skruvpumpar, vingpumpar och kolvpumpar. Eftersom det är en förhållandevis liten maskin måste man hushålla med utrymmet, och därför är pumpens fysiska storlek en viktig faktor när man väljer pump. Andra viktiga faktorer är pris och förstås prestanda.

Kugghjuls-pumpar är billiga och driftssäkra, men har en förhållandevis låg verkningsgrad och möjligheten till variabelt displacement finns inte. Skruvpumpar är tystlåtna och har stor sugkraft, vilket gör att man kan köra dem med höga varv och få stora flöden. Skruvpumpar har dock låg verkningsgrad på grund av interna läckage och deras displacement är inte heller ställbart. Dessutom tar de stort utrymme.

På grund av kolvpumpars höga utrymme-effektförhållande är de ett bra val. Det finns också möjlighet att använda kolvpumpar med ställbart displacement. Gör man ett lastavkännande system kan man ha pumpen att automatiskt ställa displacementet efter flödesbehovet i systemet. Nackdelen med kolvpumpar är att de, i förhållande till t.ex. skruvpumpar, har låg sugkraft, vilket gör att man inte kan köra dem på speciellt höga varv. En annan nackdel är att kolvpumpar för mycket ljud, men om det blir problem kan man ljudisolera pumpen eller till och med

bygga in den i oljetanken. Kolvumpen är också en av de dyraste pumptyperna.
/1, 2/

2.2.1 LS- eller CP-system

CP-system (Constant Pressure system) betyder konstanttryck-system. I ett sådant system ger pumpen ett konstant tryck så länge dess maximala displacement inte används. Det konstanta trycket är systemets maxtryck. Pumpens flöde anpassas automatiskt till komponenternas behov. CP-system är enkla och stabila. Det bästa med CP-system är att man får en mycket snabb responstid, d.v.s. tiden mellan att man aktiverar en ventil till att man ser en reaktion i komponenten är kort. Eftersom tryckbehovet alltid beror på lasten är det slöseri med energi att hålla ett högt konstant tryck, speciellt om lasten på alla olika komponenter i systemet varierar. Det är speciellt illa om det genomsnittliga lasttrycket är mycket lägre än det inställda konstanta pumptrycket.

LS-system (Load Sensing system) betyder lastkännande system. I ett LS-system anpassas pumptrycket kontinuerligt efter det högsta lasttrycket, plus ett standbytryck, oberoende av hur många komponenter som används. När alla riktningventiler står i stängt läge ger pumpen ett "0-flöde", ett väldigt litet flöde, bara tillräckligt för att bibehålla standbytrycket uppe. Standbytrycket är ställbart men brukar vanligtvis ligga runt 20 bar. Eftersom flöde och tryck anpassas till behoven i varje driftssituation får man en avsevärt högre systemverkningsgrad än med CP-system. När man inte pumpar runt olja i onödan eller håller ett onödigt högt tryck, får pumpen mindre slitage, samt att oljan inte blir lika het. LS-system är dock mer komplexa och kräver fler komponenter i systemet, samt att de måste ställas in noggrant för att bli stabila. En annan nackdel är att man hela tiden får en liten effektförlust eftersom pumptrycket alltid hålls högre än lasttrycket, p.g.a. standbytrycket. Teoretiskt kan man minska effektförlusten genom att sänka standbytrycket, men ju lägre man sätter det desto större blir systemets responstid. Det enda som talar mot att använda ett LS-system på kompaklastaren är att man kan behöva snabba responstider om man t.ex. vill skaka ur en grävsropa, vilket kräver snabba ryckiga rörelser. Det går dock att lösa på andra sätt, t.ex. med en elektrisk motor med en excentervikt, som får skopan att skaka. /1, 2/

2.3 Motoralternativ

Som drivmotorer används samma motorer som på företagets fodertruckar, 4 st Sauer-danfoss OMR-200, av vilka en har en integrerad handbroms. Den integrerade handbromsen är fjäderbelastad vilket gör att den alltid slås på när den inte får tryck. För att släppa på bromsen har motorn en extra tryckanslutning, till vilken man kan dra t.ex. LS-trycket genom en ventil av on/off-typ.

Eftersom motorerna har klarat av att dra fodertruckar i samma storleksklass som kompaktlastaren, som dessutom har lastats med uppemot ett ton foder, kan man anta att de har tillräcklig dragkraft även för lastaren, förutsatt att man använder en trycknivå i närheten av den i truckarna. Motorerna är av orbitaltyp. I tabell 1 finns motorns tekniska specifikationer.

Tabell 1. Tekniska specifikationer för Sauer-Danfoss OMR-200.

Displacement [cm ³]		199,8
Maximalt Varvtal [min ⁻¹]	kontinuerligt	300
	tillfälligt	375
Maximalt tryckfall [bar]	kontinuerligt	175
	tillfälligt	200
	peak	225
Maximalt flöde [l/min]	kontinuerligt	60
	tillfälligt	75
Maximalt vridmoment [Nm]	kontinuerligt	450
	tillfälligt	500
	peak	560
Maximalt ingående tryck [bar]	kontinuerligt	175
	tillfälligt	200
	peak	225

Sauer-Danfoss definierar en tillfällig last som en last som varar högst 10 % av varje minut och en peak-last som en last som varar högst 1 % av varje minut. På bild 2 finns ett funktionsdiagram för samma motor, från vilken man kan utläsa motorns totala verkningsgrad och momentuttag i relation till varvtal och tryckfall. Funktionsdiagrammet är baserat på tillverkarens egna tester på färdiga motorer.

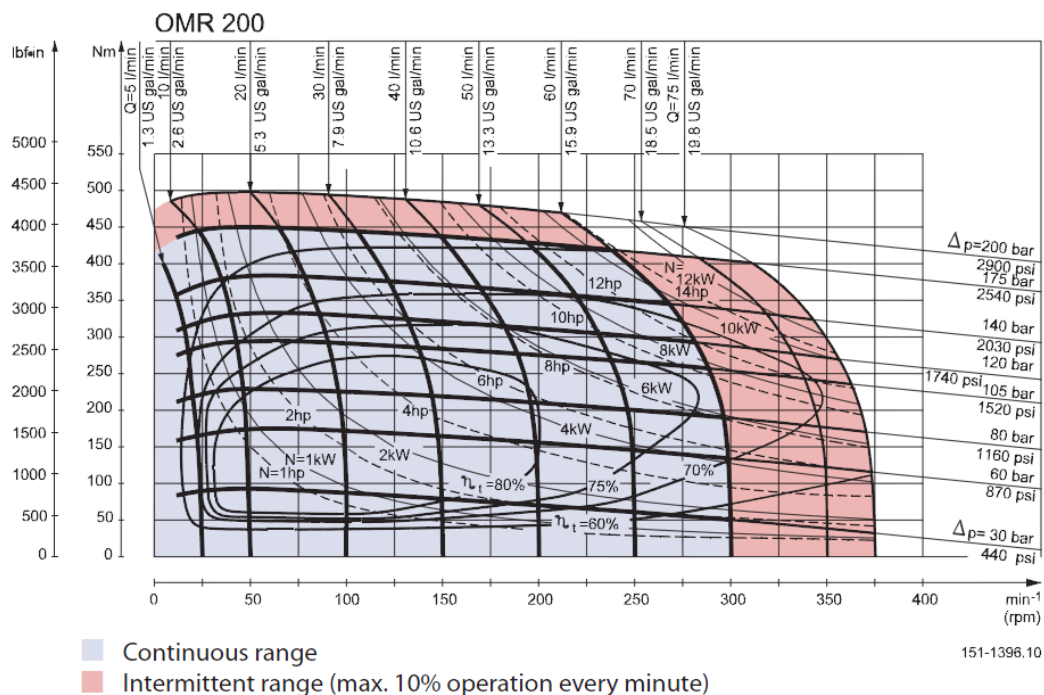


Bild 2. Funktionsdiagram för Sauer-Danfoss OMR-200.

2.3.1 Öppet eller slutet system

Ett hydrauliksystem kan vara öppet eller slutet. I ett öppet system suger pumpen oljan från en oljetank och skickar sen den trycksatta oljan via ventiler till förbrukare. Sedan leds oljan till oljetanken där den sugs upp av pumpen och används igen. Pumpar har bara en viss sugstyrka, så varvar man en pump för mycket orkar den inte suga upp tillräckligt mycket olja och börjar kavitera, vilket leder till skadad utrustning. Öppet system är det mest använda.

Slutna system används ofta när man driver motorer. I ett slutet system leds oljan från den använda utrustningen direkt tillbaka till pumpens sugkanal. Man använder då en extra pump för att skapa ett litet övertryck, och för att se till att det finns tillräckligt med olja på sugsidan. Eftersom pumpen inte behöver suga oljan själv kan man i ett slutet system använda ett betydligt högre varvtal på pumpen, vilket gör det möjligt att få ett större flöde ur en mindre pump. Den största nackdelen med ett slutet system är att man behöver fler pumpar. Det kan leda både till ökade kostnader och ett större utrymmesbehov.

Förutom extra pumpar finns det också andra sätt att trycksätta sugsidan, till exempel om man har en turbomotor kan man utnyttja turbostrycket till att trycksätta oljetanken. Man kan också använda en tryckkork till oljetanken, men det är riskabelt eftersom det lätt uppstår luftläckage samt att oljevolymen i tanken kan variera kraftigt beroende på i vilket läge cylindrarna är.

Eftersom det är väldigt sparsamt med utrymme i kompaklastaren passar ett öppet system bättre. Det gör att man eventuellt inte kan använda dieselmotorns hela varvtalsområde, men man måste dimensionera pumpen så att man får ett tillräckligt flöde ändå. Man kan dimensionera pumpen efter motorens flödesbehov vid den krävda maxhastigheten. Så stort flöde behövs bara vid transportsträckor och det är sällan om någonsin man behöver kunna använda andra funktioner vid den hastigheten. /1, 2/

2.3.2 Parallell eller seriekoppling

Det finns två alternativ när det gäller att koppla motorerna. Man kan koppla motorerna parallellt eller i serie. Båda sätten har sina egna fördelar och nackdelar.

En fördel med att seriekoppla motorerna är att man inte behöver lika stort flöde, eftersom samma flöde går genom alla motorer, vilket gör att man kan välja en mindre pump. Man behöver inte heller lika stora och lika många slangar. En risk med att seriekoppla motorerna är att de kan börja gå osynkroniserat. Det händer främst om den första motorn i serien är sliten och låter olja läcka igenom. Man får också lägre dragkraft om man seriekopplar motorerna, eftersom det totala tryckfallet över motorerna blir det samma som över en parallellkopplad motor.

Nackdelen med att parallellkoppla motorerna är att om en motor börjar slira, eller annars går lättare än de andra, kan all olja gå genom den medan resten av motorerna står stilla. Det här går dock att lösa med flödesdelare som garanterar, med viss felmarginal, att alla motorer får ett lika stort flöde. /1, 6/

2.4 Styrning

Kompaktlastaren kommer att vara midjestyrd av två cylindrar. Cylindrarna styrs om möjligt av samma orbitrol som används i företagets fodertruckar, en Sauer-Danfoss OSPB50. När man roterar ratten kopplad till en orbitrol mäter orbitrolen ut en oljevolym proportionell till rotationsvinkeln. Den oljan leds då till rätt sida av styrcylindrarna, medan oljan från andra sidan cylindrarna leds till tanken. Fördelen med att använda en orbitrol är att det är en enkel och billig lösning. En annan fördel är att när det inte finns tryck i systemet fungerar orbitrolen som en pump, vilket gör det möjligt att styra även när maskinen är avstängd. Nackdelen med en orbitrol, i förhållande till en elektrohydraulisk styrning, är att man måste dra upp hydraulslangar nästan ända upp till ratten vilket tar upp utrymme. /6/

2.5 Trycknivå

Eftersom hydraulkomponenternas effekt är direkt anknuten till trycket kan man få ner komponenternas fysiska storlek genom att välja en högre trycknivå. Vanligtvis höjs dock priset på komponenterna i takt med trycket. Man får ett högre effektviktförhållande genom att höja trycket men det är inte alltid ekonomiskt försvarbart. Ett högre tryck betyder också vanligen kortare livslängd på komponenterna. Eftersom vissa komponenter redan är bestämda, i det här fallet, kan man välja trycknivå utgående från tillverkarens specifikationer för dessa komponenter.

Väljer man en trycknivå väldigt nära komponenternas maxnivå kan det under användning uppstå skadliga tryckpeakar, som går över komponenternas tryckbeständighet. Det här kan man till en viss del lösa med chockventiler mellan riktningventilerna och den använda komponenten. /2/

Eftersom de enda valda komponenterna hittills är drivmotorerna kan vi preliminärt välja trycknivå enligt deras begränsningar. Från tabell 1 kan man utläsa att motorernas maximala kontinuerliga ingående tryck är 175 bar, tillfälligt tryck 200 bar och peaktryck 225 bar. Utgående från det här kunde man välja 200 bar som maxtryck, eftersom motorerna i ett LS-system sällan, och aldrig långvarigt, utsätts

för maxtrycket. För att vara säkra sätter vi dock maxtrycket på 190 bar tillsvidare.
/6/

När man har ett fungerande system är det lätt att mäta tryckförändringar och tillfälliga maxvärden. Med en elektronisk centralenhet kan man använda elektroniska tryckmätare och lagra mätinformationen för senare granskning. Visar det sig att inga skadliga tryckpeakar uppstår kan man försöka höja trycket en aning och testa igen, om det finns orsak.

3 VAL AV KOMPONENTER

3.1 Val av pump

På grund av att drivmotorerna redan är bestämda är det lättare att välja en passande pump. Kraven på toppfarten är 10-15 km/h och dragkraften 800 kg. Man kan använda hastighetskravet för att räkna ut hur stort flöde som krävs av pumpen, och kravet på dragkraften för att räkna ut hur stort tryck som krävs. Man kan räkna med att bommen aldrig används under full fart, så man behöver aldrig större oljeflöde än vad motorerna kräver för fullt varvtal. Skulle det bli svårt att hitta en pump med tillräckligt stort flöde för hastighetskravet är det möjligt att designa systemet med en hög/låg-växel. Då man växlar till den högre växeln skulle flödet ledas endast till två av motorerna, vilket gör att man kan halvera kravet på flöde för att åstadkomma samma hastighet.

För att hamna i spannet 10-15 km/h har hastigheten 13 km/h (3.6 m/s) använts i beräkningarna. Däcken på lastaren har en diameter på ca. 550 mm. För att nå en hastighet på 13 km/h behövs alltså ett varvtal på:

$$O = 2\pi * r = 2\pi * 550/2 \approx 1.728 \text{ m} \quad (1)$$

$$3.6 \text{ m/s} / 1.728 \text{ m} \approx 2.1 \text{ 1/s} \approx 126 \text{ 1/min} \quad (2)$$

Motorernas displacement är 200 cm³, alltså behövs det teoretiska flödet:

$$Q = D * n \quad \text{där: } D = \text{displacement} \quad (3)$$

$$n = \text{varvtal}$$

$$Q = 126 \text{ 1/min} * 200 \text{ cm}^3 = 25200 \text{ cm}^3/\text{min} = 25.2 \text{ l/min}$$

$$\text{Eftersom det är 4 motorer blir det totala flödet } 4 * 25.2 = 100.8 \text{ l/min}$$

Eftersom motorernas verkningsgrad inte är 100 % behöver man ett aningen större flöde än det teoretiskt korrekta. Ur tabellen på bild 2 kan man utläsa motorns totala verkningsgrad någorlunda precist, men för att kunna göra det måste man också veta tryckfallet genom motorerna. Maxtrycket för systemet är 190 bar, men eftersom det använda trycket beror på lasten, kommer trycket inte att gå så högt

vid full fart, det är snarare bara vid start och kraftig acceleration trycket kan gå så högt. Genom att använda Newtons andra lag kan man räkna ut hur stor kraft som krävs för att accelerera upp till topphastigheten (utan friktion), och därifrån räkna ut vilket tryckfall som krävs för att få den kraften. Vi uppskattar vikten på den färdiga maskinen till 1000 kg, och accelerationstiden till 1 s.

$$a = \Delta v / \Delta t = 3.6 / 1 = 3.6 \text{ m/s}^2 \quad (4)$$

$$F = ma = 1000 * 3.6 = 3600 \text{ N} = 3.6 \text{ kN} \quad (5)$$

Per motor blir kraftkravet $3600 / 4 = 900 \text{ N}$. Momentet som krävs är:

$$900 \text{ N} * (0.55 \text{ m} / 2) = 247.5 \text{ Nm}$$

$$M = (P * D) / 20\pi \rightarrow P = (20\pi * M) / D \quad (6)$$

$$P = (20\pi * 247.5) / 200 = 77.75 \text{ bar}$$

	PVE19
Displacement [cm ³]	0-41
Max. Varvtal [rpm]	2400
Max. Tryck, trycksida [bar]	207
Max. Tryck, sug sida [bar]	2

Använder man den informationen med diagrammet i bild 2 kan man utläsa att motorernas totala verkningsgrad vid ett tryckfall på ca 78 bar ligger runt 90 %. Med den informationen kan man räkna ut hur stort flöde som krävs för att nå 13 km/h: $100.8/0.9 = 112 \text{ l/min}$.

3.2 Dimensionering av hydraulcylindrar

Vid dimensioneringen av cylindrarna är målet att definiera hur stora diametrar som behövs på kolvar och kolvstänger. Under planeringen av maskinens mekanik har cylindrarnas slaglängder och fästpunkter definierats, så den informationen kan man använda sig av i beräkningarna. Eftersom det inte finns några krav på öppnings- och slutningstiderna på cylindrarna kommer den avgörande faktorn att vara kraften som behövs. För att kunna kontrollera cylindrarnas hastigheter och undvika ryckiga rörelser används strypbackventiler på cylindrarnas båda anslutningar.

Grovleken på kolvstängerna beräknas för att kunna vara säkra på att deras knäckhållfasthet är tillräcklig. Det är särskilt viktigt att man har en optimerad grovlek på kolvstången på brytcylindern, eftersom man kräver en stor kraft även på minusrörelsen. På t.ex. lyftcylindern finns inga krav på kraft under minusrörelsen.

Vissa kraftbehov är dock svåra att definiera på förhand. t.ex. den kraft som krävs av styrcylindrarna för att maskinen ska orka svänga är svårt att uppskatta. Det lönar sig inte heller att överdimensionera styrcylindrarna eftersom det ger en långsammare svänghastighet med samma orbitrol, vilket kan upplevas göra maskinen mera svårhanterad.

3.2.1 Dimensionering av lyftcylinder

Kravet på lyftkraft är 10 kN vid snabbfästets axel. Eftersom det krävs olika stora krafter för att lyfta en massa beroende på i vilket läge bommen är, p.g.a. att hävarmens längd varierar, har kraftbehovet räknats ut med 50 millimeters intervaller på cylindermåttet för att se i vilket läge det behövs mest kraft. Efter att man vet hur stor kraft som riktas mot cylindern samt vilken trycknivå som används är det enkelt att räkna ut hur stor kolvens diameter måste vara. Kraftbehovet har bara räknats ut med teleskopcylindern inkörd, eftersom det snarare är maskinens tippningsrisk än cylindern som begränsar lyftkraften när teleskopet är utskjutet. Det kommer sannolikt ändå att behövas tilläggsvikter för att kunna utnyttja den fulla lyftkraften, med bommen inskjuten, utan att maskinen välter.

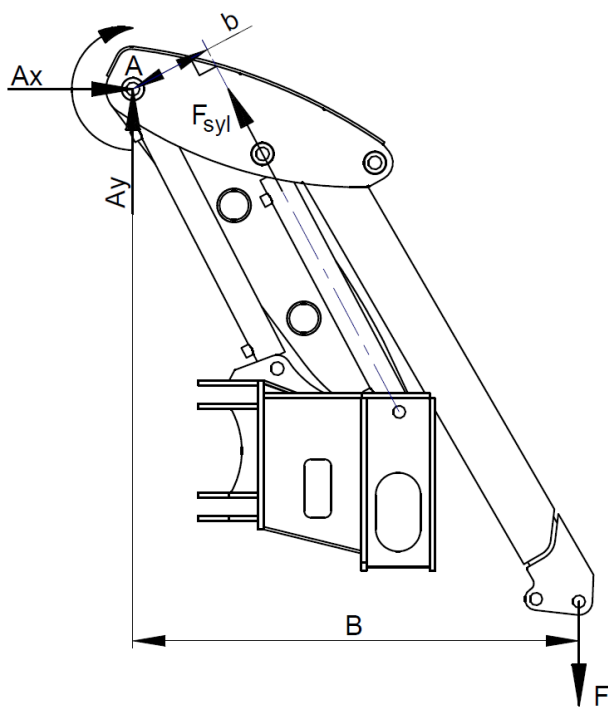


Bild 8. Lyftbom i hopvikt läge, jämviktsbild.

$$\begin{aligned}\sum M_A &= 0 \\ F \cdot B - F_{syl} \cdot b &= 0 \\ \rightarrow (10 \text{ kN} \cdot 0.992 \text{ m}) - F_{syl} \cdot 0.1874 \text{ m} &= 0 \\ \rightarrow -F_{syl} &= 9920 \text{ Nm} / 0.1874 \text{ m} \approx 52.9 \text{ kN}\end{aligned}$$

Tabell 3. Måtten som använts i uträkningarna.

Cylinder C-C (mm)	B (m)	b (m)	F _{syl} (N)
650	0.99	0.19	52828.18
700	1.22	0.26	47574.48
750	1.36	0.29	46384.72
800	1.45	0.31	46325.88
850	1.5	0.32	46660.65
900	1.51	0.32	46990.73
950	1.49	0.31	47458.27
1000	1.42	0.3	47349.12

Måtten i uträkningarna har man fått genom att mäta i CAD-programmet som använts för att rita upp maskinen. Måtten i exempeluträkningen är när cylindern är fullt inskjuten, som på bild 8.

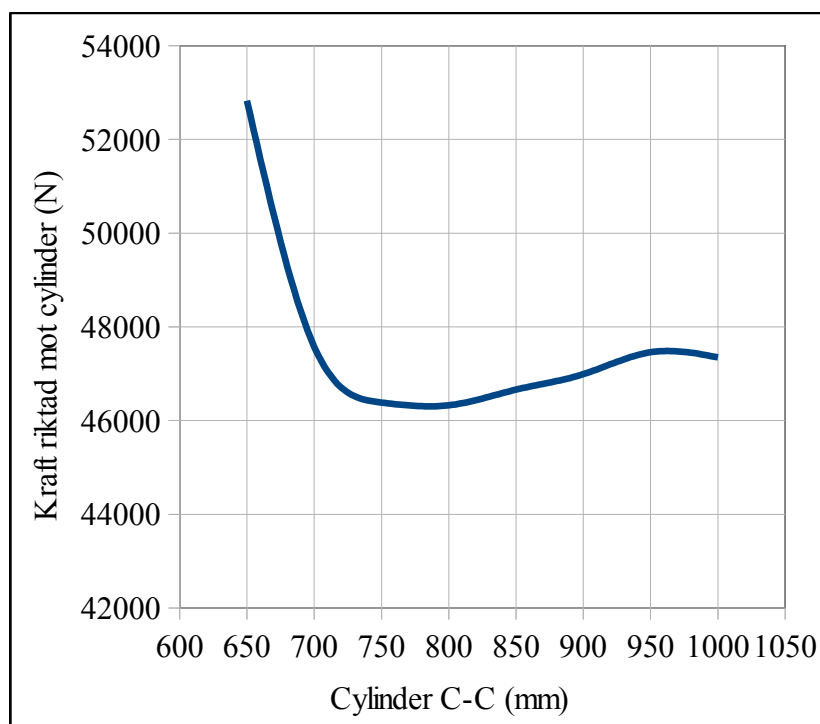


Bild 9. Diagram över vilken last som riktas mot lyftcylindern.

Ur bild 9 kan man se att 53 kN kraft från cylindern borde räcka för att ge en lyftkraft på 10 kN i vilket cylinderläge som helst. Det ger en kolvarea på:

$$F = PA \rightarrow A = F / P = 53000/19 \approx 2789 \text{ mm}^2 \quad (7)$$

$$\text{vilket ger kolvdiametern: } d = \sqrt{(4A / \pi)}$$

$$d = \sqrt{(4 * 2789) / \pi} \approx 59.6 \text{ mm}$$

Då väljs nästa större standardstorlek, 60 mm. Den teoretiska kraften från en cylinder med den diametern kan man räkna ut med formel 7:

$$F_{\text{plus}} = PA = 19 * \pi r^2 = 19 * \pi * 30^2 \approx 53721 \text{ N}$$

Då återstår bara att bestämma kolvstångsdiametern så att den får en tillräcklig knäckhållfasthet. Vanligtvis ger cylindertillverkare en tabell över knäckhållfastheten, men eftersom cylindrarna måttbeställs räknas istället hållfastheten med hjälp av Eulers formel. Hållfastheten räknas vid fullt utskjuten cylinder. /10/

$$P_k = (\pi^2 * E * I) / L^2 \quad \text{där: } E = \text{elasticitetsmodul} \quad (8)$$

$$I = \text{böjtröghetsmoment}$$

$$L = \text{stångens längd}$$

$$\text{Formeln för böjtröghetsmomentet är: } I = (\pi * d^4) / 64 \quad (9)$$

Sammanfogar man de båda får man formeln:

$$P_k = \pi^2 * E * (\pi * d^4 / 64) / L^2$$

$$= (\pi^2 * 2.1 * 10^5 * (\pi * 30^4 / 64) / 1050^2) \approx 74747 \text{ N}$$

En kolvstångsdiameter på 30 mm räcker alltså vid maxlast. Samma beräkning med nästa mindre standarddiameter, 25 mm, ger en knäckhållfasthet på ca 36 kN. Till kolvstången väljs alltså diametern 30 mm. Efter att man valt kolvdiameter kan man göra ett likadant diagram som i bild 9 för den teoretiska lyftkraften vid snabbfästets axel.

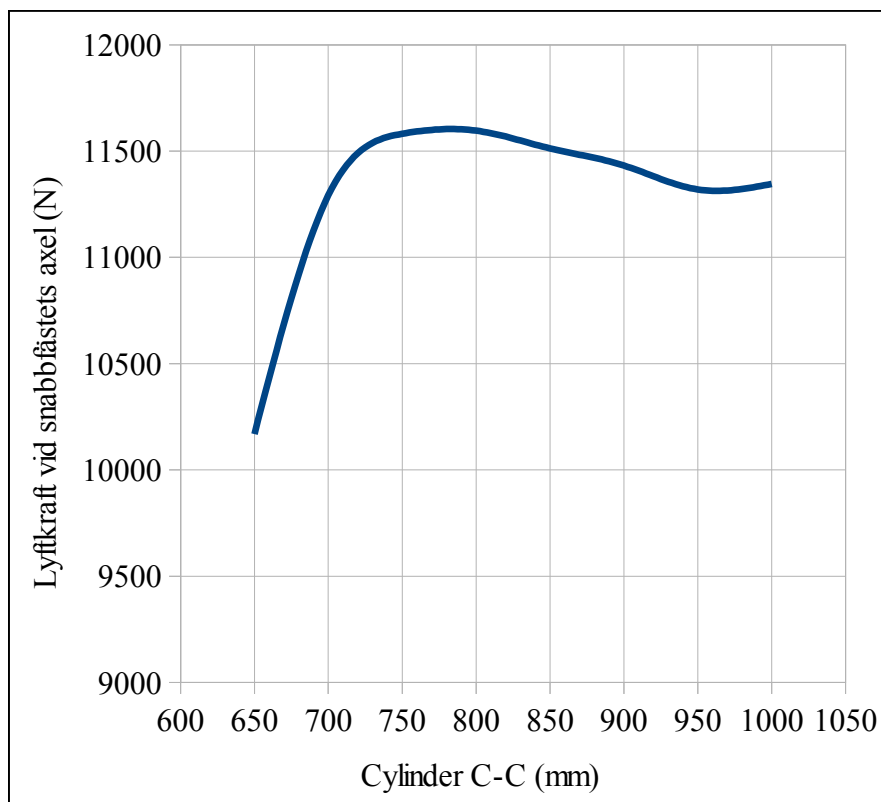


Bild 10. Diagram över den teoretiska lyftkraften vid snabbfästets axel.

Eftersom den andra lyftcilindern inte kommer att behöva lyfta lika stor last samt att slaglängd och C-C-mått är samma, används en likadan cylinder där. Detta för att hålla produktions- och reservdelslagrets kostnader nere.

3.2.2 Dimensionering av brytcylinder

Det ideala sättet att sköta snabbfästets brytrörelse vore med en vridcylinder. Med en vridcylinder har man samma moment och hastighet genom hela brytrörelsen, samt att den är lättare att montera än en cylinder med tillhörande länkage. Det blev dock beslutet att använda en mer traditionell lösning av kostnadsskäl.

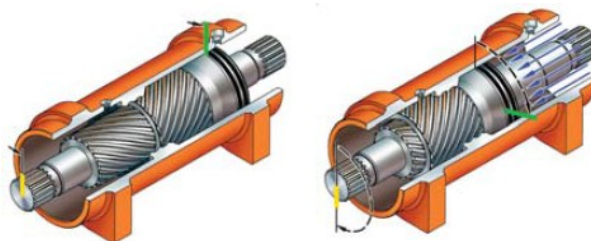


Bild 11. Vridcylinder principbild.

Eftersom lyftcylindern har dimensionerats för att kunna lyfta 10 kN vid snabbfästets axel måste också brytcylindern kunna bära upp den lasten. Den kraften påverkar dock snabbfästet olika beroende på i vilket läge bommen befinner sig, p.g.a. att länkagets vinkel mot marken ändras. Därför har det istället för ett krav på lyftkraft i ett visst läge satts ett minimikrav på vridmomentet runt snabbfästets axel. Kravet är 2 kNm, vilket räcker för att hålla en kraft på 10 kN med 200 millimeters hävarm. Cylinderns kraftbehov har räknats ut på liknande sätt som lyftcylindern med 29 millimeters intervaller.

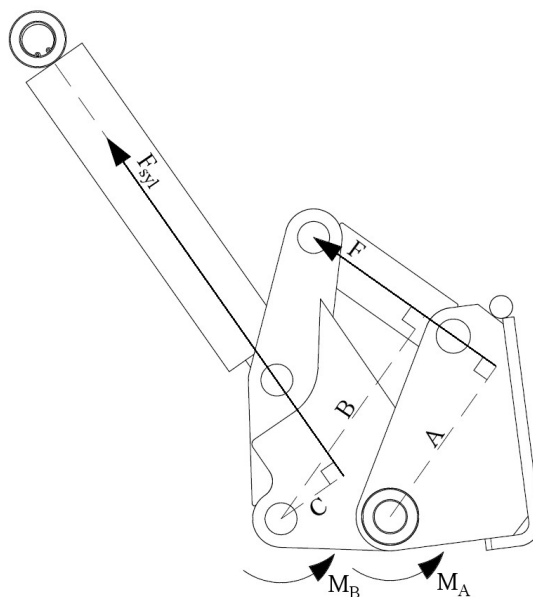


Bild 12. Brytcylinderns mekanik samt jämviktsbild.

Tabell 4. Måtten som använts i uträkningarna.

C-C (mm)	A (m)	B (m)	C (m)	F _{syl} (kN)
365	0.161	0.218	0.067	40.4
394	0.168	0.236	0.102	27.5
423	0.163	0.241	0.117	25.3
452	0.155	0.243	0.129	24.3
481	0.147	0.241	0.119	27.6
510	0.141	0.234	0.110	30.2

$$M_A = 2000 \text{ Nm}$$

$$F = \frac{2000 \text{ Nm}}{0.161 \text{ m}} \approx 12422.4 \text{ N}$$

$$M_B = 12422.4 \text{ N} \cdot 0.218 \text{ m} \approx 2708 \text{ Nm}$$

$$F_{syl} = \frac{2708 \text{ Nm}}{0.067 \text{ m}} \approx 40.4 \text{ kN}$$

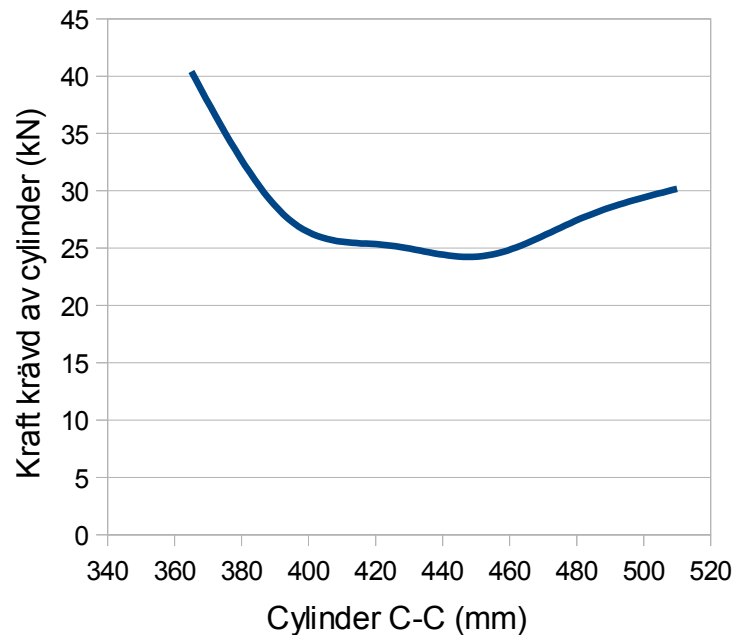


Bild 13. Brytcylinderns kraftbehov.

Från bild 13 kan man utläsa att största kraften krävs när cylindern är helt inskjuten, och att det då kommer att behövas 40.4 kN. För att räkna ut hur stor kolvarea som behövs används formel 7:

$$A = F / P = 40400 \text{ N} / 19 \text{ N/mm}^2 = 2126 \text{ mm}^2$$

$$\text{Vilket ger kolvdiametern: } d = \sqrt{(4A / \pi)}$$

$$d = \sqrt{((4 * 2126) / \pi)} \approx 52.03 \text{ mm}$$

Eftersom kraften behövs under minusrörelsen måste kolvstångens area subtraheras från kolvarean för att få den verkliga kraften. Vi kan räkna med att det behövs en kolv diameter på 60 mm och en kolvstång på 25 mm, och sedan kontrollräkna:

$$A = (\pi * 30^2) - (\pi * 12.5^2) = 2337 \text{ mm}^2 \rightarrow \text{ok}$$

Dessa dimensioner kommer då att ge de teoretiska krafterna:

$$F_{\text{minus}} = PA = 19 * 2326 = 44.4 \text{ kN}$$

$$F_{\text{plus}} = PA = 19 * (\pi * 30^2) = 53.7 \text{ kN}$$

För att vara säkra på att kolvstångens knäckhållfasthet räcker är det bäst att kontrollräkna. Det görs med kraften vid plusrörelsen vid fullt utskjuten cylinder med hjälp av formel 8.

$$P_k = \pi^2 * E * (\pi * d^4 / 64) / L^2$$

$$= (\pi^2 * 2.1 * 10^5 * (\pi * 25^4 / 64) / 520^2) = 147 \text{ kN} \rightarrow \text{ok}$$

Med en kolvstångsdiameter på nästa mindre standard, 20 mm, ger samma beräkning en hållfasthet på ca 60 kN, vilket också är helt tillräckligt. Vi väljer alltså en kolvstångsdiameter på 20 mm. Kurvan för det teoretiska vridmomentet en cylinder med dessa mått kan åstadkomma syns på bild 12.

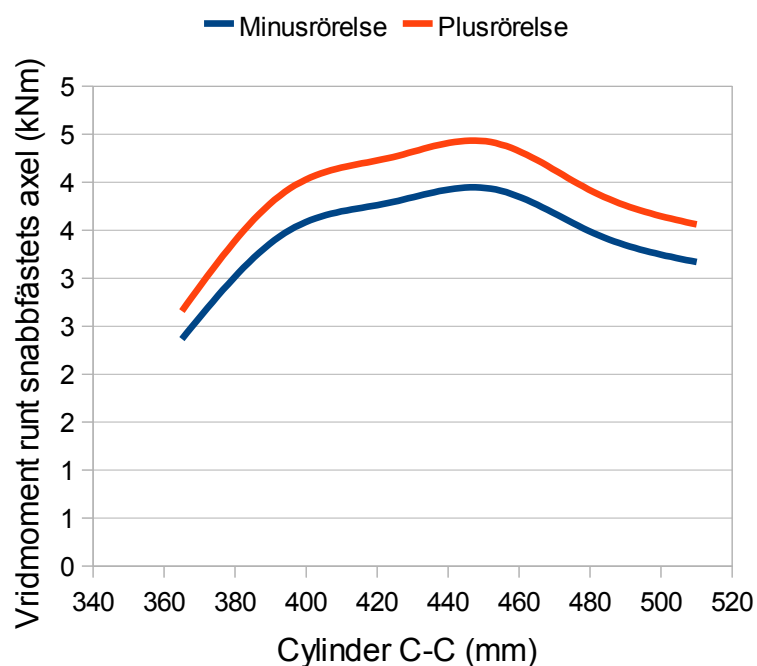


Bild 14. Vridmoment runt snabbfästets axel vid cylinderns minusrörelse.

3.2.3 Dimensionering av utskjutsacylinder

Det har inte ställts några krav på styrkan i utskjutsacylindern, men för att få ett hum om dess kraft och knäckhållfasthet räknades styrkan i en cylinder med de mått som använts under mekanikplaneringen ut. Måtten är: kolv diameter 55 mm, kolvstångsdiameter 25 mm, C-C-mått 750 mm och slaglängd 600 mm. Det ger krafterna:

$$F_{\text{minus}} = PA = 19 * (\pi/4 * (55^2 - 25^2)) \approx 35.8 \text{ kN}$$

$$F_{\text{plus}} = PA = 19 * (\pi * 27.5^2) \approx 45.1 \text{ kN}$$

Efter det räknas cylinderns knäckhållfasthet ut med formel 8:

$$P_k = \pi^2 * E * (\pi * d^4 / 64) / L^2$$

$$= (\pi^2 * 2.1 * 10^5 * (\pi * 25^4 / 64) / 1350^2) = 21.8 \text{ kN}$$

Knäckhållfastheten är inte ens nära vad som krävs, men om man bygger ett fäste för cylindern i framkant kan man räkna med knäcklängden 650 mm istället. Det ger hållfastheten 94 kN. Det bestäms alltså att måtten som använts under mekanikplaneringen duger, men att lyftbommen måste kompletteras med ett fäste för utskjuts cylinderns framkant.

3.2.4 Dimensionering av styrcylindrar

Det är svårt att bestämma hur mycket kraft som behövs för att maskinen ska styra snabbt och lätt. Man kan dock anta att styrkraften räcker, om man studerar konkurrerande maskiner i samma storleksklass, som vanligtvis bara använder sig av en styrcylinder, medan vår maskin har två. För säkerhets skull räknas det dock ut hur stort moment man får runt styraxeln med de cylinderdimensioner som använts vid planeringen av mekaniken, samt hur många rattvarv som krävs för att styra från ett styrstopp till nästa. Dimensionerna som använts under planeringen av mekaniken är: kolv diameter 40 mm, kolvstångs diameter 25 mm, längd 432 mm och slaglängd 200 mm. För att beräkna kraften under plus- och minusrörelsen används formel 7:

$$F_{\text{minus}} = PA = 19 * (\pi/4 * (40^2 - 25^2)) \approx 14.5 \text{ kN} \quad (7)$$

$$F_{\text{plus}} = PA = 19 * (\pi * 20^2) \approx 23.9 \text{ kN}$$

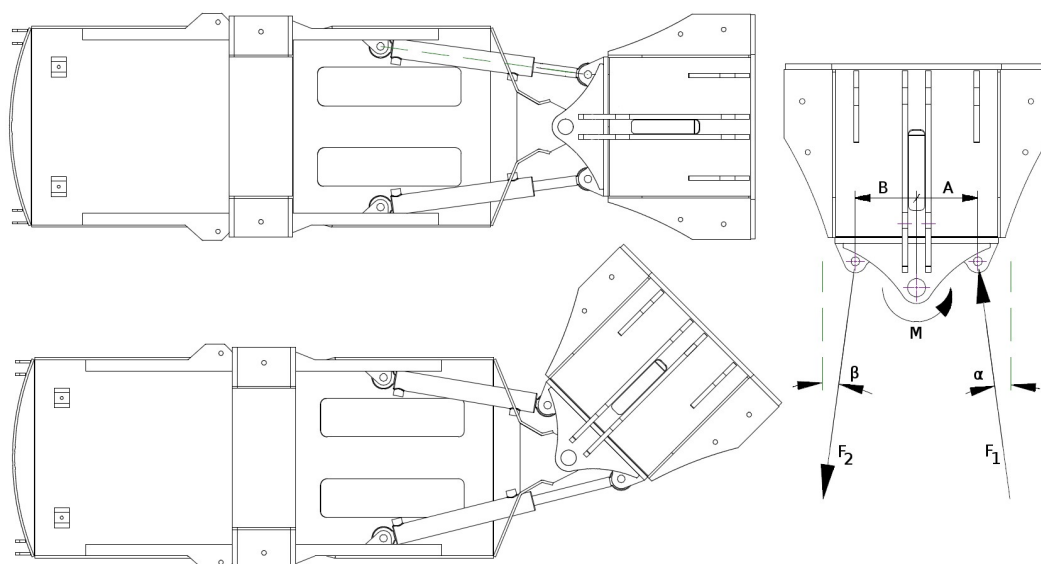


Bild 15. Översikt över styrningen, jämviktsbild.

Vridmomentet runt styraxeln beräknas på följande sätt:

$$M = F_1 * (\cos\alpha * A) + F_2 * (\cos\beta * B)$$

$$\rightarrow 23900 \text{ N} * (\cos 7.7^\circ * 0.135 \text{ m}) + 14500 \text{ N} * (\cos 7.7^\circ * 0.135 \text{ m}) = 5100 \text{ Nm}$$

Genom att använda samma formel i cylinderns olika lägen har grafen i bild 13 fåtts fram.

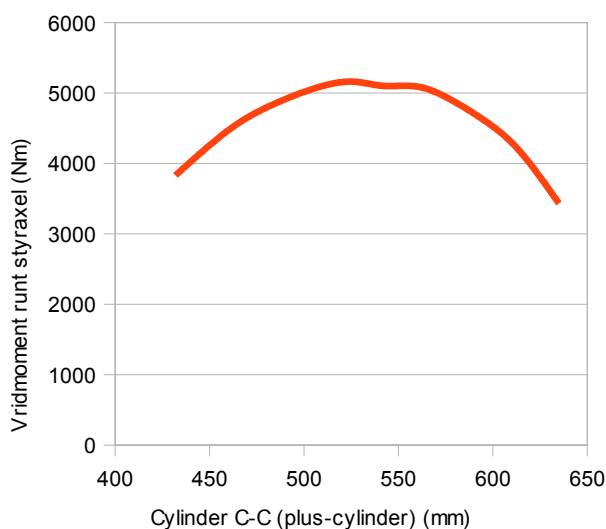


Bild 16. Diagram över styrkraft.

Ur diagrammet kan man utläsa att den minsta styrkraften är ca 3500 Nm, och det är precis vid styrstoppet. Maxkraften är ca 5100 Nm och fås när styrvinkeln är noll. Det borde vara helt tillräckligt för att styra lastaren i alla lägen, men det kan man inte veta säkert innan den har provkörts.

En viktig sak i styrningen är att det inte behövs för många varv på ratten för att styra. Rekommenderat varvtal från ett styrstopp till det andra är vanligtvis 3-4 varv, men på en midjestyrd maskin är det viktigare med god kontroll än snabbstyrighet. Genom att studera konkurrerande maskiner sattes som krav att maskinen ska styra från styrstopp till styrstopp på 4-6 varv. Först räknas summan av volymen på ena cylinderns plussida och andra cylinderns minussida ut (cylindrarna korskopplas):

$$V = \pi/4 * (2D^2 - d^2) * L = \pi/4 * (2 * 4^2 - 2.5^2) * 20.3 = 410.5 \text{ cm}^3$$

När man vet den volymen samt orbitrolens displacement kan man räkna ut hur många rattvarv som behövs för att styra från ett styrstopp till det andra:

$$V_v = V / i \quad \text{där: } V = \text{cylindrarnas volym} \quad (10)$$

$$V_v = \text{orbitrolens volym}$$

$$i = \text{rattvarv}$$

$$\rightarrow i = V / V_v = 410.5 / 50 = 8.21 \text{ varv}$$

Med samma orbitrol, som i fodertruckarna, blir det alltså över 8 varv från stopp till stopp, vilket inte är acceptabelt. Eftersom samma orbitrol inte kan användas kunde man överväga att lägga till ännu ett block i PVG-paketet och använda en elektrohydraulisk styrning, vilket skulle spara lite utrymme. PVG-paketet är dock placerat så på maskinen, att det inte ryms fler block, istället räknas hur stor orbitrol som behövs för att komma inom gränsvärdena ut med hjälp av formel 10:

$$V_v = V / i = 410.5 / 5 = 82.1 \text{ cm}^3$$

Nästa större standardstorlek för orbitrolerna är 80 cm^3 , vilket skulle ge rattvarven:

$$i = V / V_v = 410.5 / 80 = 5.13 \text{ varv}$$

vilket är inom gränserna. Alltså kan man använda Sauer-Danfoss' orbitrol OSP-B80 LS.

Om man kör maskinen med full fart, dvs. använder fulla flödet till drivningen och sen försöker styra, finns det risk att ingen olja går till styrningen, vilket kan vara en säkerhetsrisk. För att garantera att styrningen alltid har första prioritet kan man använda en prioritetsventil. Prioritetsventilen styrs då av orbitrolens LS-tryck som i bild 14. Ventilerna kommer i olika storleksklasser beroende på vilket flöde man vill köra genom dem. Till den här applikationen passar Sauers OLS120 bra. Den tillåter ett maxflöde på 120 l/min. /7/

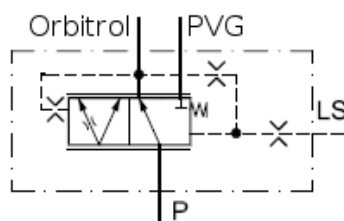


Bild 17. Principbild OLS120 prioritetsventil.

3.3 Dimensionering av oljetank

Som en tumregel brukar man säga att oljetanken ska rymma 2-3 gånger pumpens produktion per minut. Det fungerar bra på stationära system men på mobila applikationer har man sällan utrymme för så stora tankar. I det här fallet skulle det betyda en tank på 240-360 liter, vilket skulle betyda att tanken blir nästan lika stor som hela bakre delen av chassit. Istället kan man använda sig av tumregeln ju större desto bättre, men aldrig mindre än pumpens minutproduktion. I det här fallet gäller alltså att oljetanken måste rymma minst 120 liter. /1/

4 FILTRERING

Orenheter i oljan är den största orsaken till driftstörningar och skador i hydrauliska system. Därför är det avgörande för systemets livslängd att man använder sig av passande filter, och att de byts tillräckligt ofta. Det är också viktigt att man är försiktig med att inte smutsa ner olja och delar under serviceprocedurer. Orenheter i oljan kan orsaka extra slitage, repor, läckage och förstoppningar. De kan också få ventiler att fastna i sina lägen, vilket kan leda till farliga situationer och/eller skadade komponenter.

Filtrets placering är också viktig. Man placerar vanligtvis inte något filter på motorns sug sida eftersom det orsakar ett för stort flödesmotstånd, vilket kan leda till kavitation. Filter gjorda för att placeras på sugsidan kan bara filtrera bort större orenheter (över 100 μm) och måste vanligtvis kompletteras med finare filter, antingen på tryck- eller retursidan.

Ett tryckfilter placeras direkt efter pumpen, och tvingar den trycksatta oljan genom en filterinsats. Ett trycksidesfilter kan filtrera väldigt små orenheter beroende på filterinsatsen. Filtret ska tåla systemets maxtryck samt möjliga tryckpeakar. I mobila hydrauliksystem har det p.g.a. ökade krav på oljans renhet blivit vanligt att ha både ett tryck- och returfilter.

Oljefilter är ofta utrustade med en bypassventil som släpper förbi en del av oljan om filtret orsakar en för stor tryckskillnad. Vartefter ett filter samlar mera orenheter ökar dess flödesmotstånd, därför måste filterinsatsen bytas innan dess flödesmotstånd blivit så stort att bypassventilen alltid är öppen. Det finns också filterhus utrustade med sensorer som mäter tryckskillnaden, som gör det enkelt att se när ett filter måste bytas. /1/

5 SAMMANFATTNING

Det har varit ett mycket lärorikt arbete. Hydraulikkursen som hör till utbildningslinjen var mycket grundläggande och jag var därför tvungen att lära mig mycket själv under arbetets gång. Jag tycker att arbetet lyckats bra, i teorin är alla krav på systemet uppfyllda och det ska bli intressant att se hur det fungerar i praktiken. Det är också ett system som borde gå att bygga ut relativt enkelt. Använder man en canbus-styrenhet och en vinkelgivare kan man programmera in parallellstyrning. Även saker som t.ex. fjärrstyrning går att ordna.

Det som gjorde arbetet lättare var att dieselmotorn och drivmotorerna redan var valda, eftersom jag med hjälp av det kunde ställa krav på resten av komponenterna. Det hade varit en större utmaning att planera ett system helt från grunden. Det största problemet har varit att hitta bra litteratur om ämnet. Jag har inte lyckats hitta någon bra bok om moderna hydrauliksystem utan var tvungen att hämta en stor del av informationen ur komponent-tillverkarnas egna broschyrer. Det gjorde att det ibland kunde vara svårt att sälla ut den verkliga informationen från reklamen.

KÄLLFÖRTECKNING

1. Louhos & Louhos 1992. Ajoneuvo- ja työkone-hydrauliikat.
2. Keinänen & Kärkkäinen 2003. Koneautomaatio 1, Hydrauliikka ja pneumatiikka.
6. Sauer-Danfoss 2006. OMP, OMR and OMH Technical Information. Tillgänglig i www-form: <URL:http://www.sauer-danfoss.com/stellent/groups/publications/documents/product_literature/52010262.pdf>
7. Sauer-Danfoss 2009. OSPB, OSPC, OSPF, OSPD, OSPQ, OSPL Load Sensing Steering Units, OLS Priority Valves, OSQ Flow Amplifiers Technical Information. Tillgänglig i www-form: <URL:http://www.sauer-danfoss.com/stellent/groups/publications/documents/product_literature/11007611.pdf>
10. Saarineva, Jarmo 1989. Lujuusoppi peruskurssi.

FÖRTECKNING ÖVER BILAGOR

1. Datorrendering av den färdiga lastaren.

Bilaga 1

